

H

(Translation)

① Japanese Patent Office

② Japanese Patent Laid-Open Publication (A)

① Publication No.: 57-116965

④ Date of Publication: July 21, 1982

⑤ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 16 H 39/14

Identification No.

JPO File No.  
7712-3J

Number of Invention: 1

Request for Examination: Not filed yet

(23 pages)

⑥ Title: HYDROSTATIC DRIVE SYSTEMS HAVING VARIABLE DELIVERY PUMP

⑦ Patent Application No.: 56-187074

⑧ Date of Application: November 24, 1981

Priority Claimed: ⑨ November 24, 1980 ⑩ Fed. Rep. Of Germany  
(DE) ⑪ P3044144.2

⑫ Inventor: Alfred Krusche, Fed. Rep. Of Germany

⑬ Applicant: Linde Aktiengesellschaft, Fed. Rep. Of Germany

⑭ Attorney: Toshio YANO, Patent Attorney

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭57-116965

⑬ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 16 H 39/44

識別記号

庁内整理番号  
7712-3J

⑭ 公開 昭和57年(1982)7月21日

発明の数 1  
審査請求 未請求

(全 23 頁)

⑮ 可変吐出ポンプを有する油圧駆動系

⑯ 特 願 昭56-187074

⑰ 出 願 昭56(1981)11月24日

優先権主張 ⑱ 1980年11月24日 ⑲ 西ドイツ  
(DE) ⑳ P3044144.2

㉑ 発 明 者 アルフレート・クルーシェ  
ドイツ連邦共和国ヨハネスベル

㉒ 出 願 人 ク・タンネンシュトラッセ12  
リンデ・アクチエンゲゼルシャ  
フト  
ドイツ連邦共和国ヴュースバー  
デン・アブラハム-リンカー  
ン-シュトラッセ21  
㉓ 復 代 理 人 弁理士 矢野敏雄

明 細 書

1 発明の名称

可変吐出ポンプを有する油圧駆動系

2 特許請求の範囲

1. 可変吐出ポンプ、複数の油圧消費装置、前記ポンプと油圧消費装置との間に配置された吐出導管及びタンクに通じる戻し導管並びに切換機構を有し、前記可変吐出ポンプの吐出量調整機構が、ポンプ調整シリンダ内を摺動可能なポンプ調整ピストンと連結されており、該ポンプ調整ピストンの位置が、サーボ制御弁によつて制御される圧力油によつて規定されており、かつ、前記可変吐出ポンプを起点とする吐出導管には複数の油圧消費装置が夫々1本の分岐導管を介して接続されておりかつ各分岐導管内に配置された任意に作動可能な切換機構によつて夫々連絡される形式の油圧駆動系において、

- (i) 各分岐導管(28, 82, 104, 105, 106)内に、調整可能な並列回路絞り部(40, 50,

96, 97, 116, 117, 118, 119)が配置されており、各並列回路絞り部の調整部材が一方の側では吐出導管(12)乃至吐出分岐導管(28, 82, 104, 105)内の圧力によつて、また他方の側では制御圧とばねとによつて負荷されており、

- (ii) 制御圧がすべての並列回路絞り部において共通であり、かつ並列回路絞り部の調整部材の制御圧受圧側が制御圧分岐導管(76, 78)を介して共通の制御圧導管(80, 81, 83)に接続されており、しかも前記の各制御圧分岐導管(76, 78)内には、前記共通の制御圧導管(80, 81, 83)へ向つて開く逆止弁(77, 79)が配置されていることを特徴とする、可変吐出ポンプを有する油圧駆動系。

2. 各制御圧分岐導管(76, 78)が、並列回路絞り部(40, 50, 96, 97, 116, 117, 118, 119)と各所属の油圧消費装置(48, 49, 86, 107, 108, 109)との間の導管から分岐

している特許請求の範囲第1項記載の駆動系。

3. 並列回路絞り部(40, 50, 96, 97, 116, 117, 118, 119)の調整部材を負荷する制御圧が、ポンプ調整ピストン(6)の位置を決定する制御圧である特許請求の範囲第1項又は第2項記載の駆動系。

4. 各油圧消費装置へ通じる分岐導管内に、調整可能な測定絞り部が配置されておりかつ圧力油の流動方向で見て前記測定絞り部の後方で制御圧分岐導管が接続されており、該制御圧分岐導管が、ポンプ調整ピストンの位置を決定するサーボ制御弁の調整圧力室に通じており、圧力油の流動方向で見て先ず測定絞り部(31, 32, 87, 287, 112, 113, 114, 115)が、次いで並列回路絞り部(40, 50, 96, 97, 116, 117, 118, 119)が相前後して配置されており、該並列回路絞り部の後方では吐出分岐導管(43, 53, 98, 99)に、逆止弁(77, 79)を内蔵する分岐制御圧導管(76, 78)が接続されており、かつ、すべて

の吐出分岐導管(43, 53)から出る分岐制御圧導管(76, 78)がすべて共通の制御圧導管(80, 81, 83)に接続されており、該制御圧導管がサーボ制御弁(10)の調整圧力室に接続されており、しかも並列回路絞り部(40, 50, 96, 97, 116, 117, 118, 119)の調整部材が共通の制御圧導管(81)に接続されている特許請求の範囲第1項乃至第3項の何れか1項記載の駆動系。

5. 各油圧消費装置(48, 49, 107, 108, 109)から戻し分岐導管(39, 84, 124, 125, 127)が出ており、前記すべての戻し分岐導管が主戻し導管(102)に接続されており、可変吐出ポンプ(3)が所属のケーシング(24)から吸込むポンプであり、かつ前記主戻し導管(102)が前記可変吐出ポンプ(3)のケーシング(24)に接続されている特許請求の範囲第1項乃至第4項の何れか1項記載の駆動系。
6. 主戻し導管(102)には、予圧のかけられ

た蓄圧タンク(103)が接続されている特許請求の範囲第5項記載の駆動系。

7. 2つの方向に運転可能な油圧消費装置の2つの接続口が選択に応じて圧力接続口と戻し接続口を形成し、前記の各油圧消費装置(48, 49, 86, 107, 108, 109)に接続された2本の導管(44, 54; 45, 55)内に夫々1つの並列回路絞り部(40, 50, 96, 97, 116, 117, 118, 119)が配置されている特許請求の範囲第1項乃至第6項の何れか1項記載の駆動系。
8. 1つの並列回路絞り部(40又は50)に2つの互に並列接続された油圧消費装置(48, 49)が接続されている特許請求の範囲第1項乃至第7項の何れか1項記載の駆動系。
9. 1つの油圧消費装置(86, 107, 108又は109)又は1つの油圧消費装置群(48, 49)に所属したすべての並列回路絞り部(96と97, 116と117, 118と119, 40と50)が1つの制御ユニット(27)内にまとめられている

特許請求の範囲第7項又は第8項記載の駆動系。

10. 制御ユニット(27)が夫々所属の油圧消費装置(86, 107, 108, 109)又は所属の油圧消費装置群(48, 49)に直接配置されている特許請求の範囲第9項記載の駆動系。
11. 並列回路絞り(40, 50, 96, 97, 116, 117, 118, 119)がスプール弁体(41, 51, 241)を有し、該スプール弁体が、制御圧の作用する調整部材を同時に形成している特許請求の範囲第1項乃至第10項の何れか1項記載の駆動系。
12. 選択的に圧力接続口と戻し接続口を形成する2つの接続口を有する油圧消費装置(48, 49, 86, 107, 108, 109)と並列回路絞り部(40, 50, 96, 97, 106, 107, 116, 117, 118, 119)との間に、前記油圧消費装置の方に向つて開く逆止弁が配置されておりかつ該逆止弁に並列に、油圧で制御される圧力制限弁(60, 70)が配置されており、該圧

- 力制限弁が、油圧消費装置(48, 49, 86, 107, 108, 109)に通じる別の導管内の圧力によつて制御されている特許請求の範囲第1項乃至第11項の何れか1項記載の駆動系。
13. 逆止弁(58, 68)と圧力制限弁(60, 70)から形成された弁群が、並列回路絞り部(96, 97, 116, 117, 118, 119)と共に1つの総制御ユニット(85, 110, 111)内に配置されている特許請求の範囲第12項記載の駆動系。
14. 2つの可変吐出ポンプ(3, 4)が配置されていて、両可変吐出ポンプの少なくとも1つに複数の油圧消費装置が所属しており、前記の両可変吐出ポンプの吐出導管(12, 15)並びに制御圧導管(81, 165)が併合接続ユニット(179)に接続されており、該併合接続ユニットが、所定の運転条件時に前記の吐出導管(12と15)同士及び制御圧導管(81と165)同士を互に連通させる特許請求の範囲第1項又は第4項記載の駆動系。

定されている特許請求の範囲第1項又は第4項記載の駆動系。

18. 複数の油圧消費装置(48, 49, 67, 107, 108, 109)の1つ(109)に付加制御ユニット(133)が所属し、該付加制御ユニット内に4ポート3位置切換弁(128)が配置されていて、該4ポート3位置切換弁の一方の側には吐出導管(106)と戻し導管(127)が、また他方の側には、前記油圧消費装置(109)の接続口に夫々通じる2本の接続導管(131, 132)が接続されており、前記4ポート3位置切換弁(128)の各側が夫々2つの圧力室を有し、両圧力室のうち一方の圧力室が任意に作動可能な制御圧発生器(129, 130)に、また他方の圧力室が、前記油圧消費装置(109)に通じる両接続導管の一方(131又は132)に連通しており、しかも、その都度作動される制御圧発生器(129又は130)が前記4ポート3位置切換弁(128)の一方の側に、かつ又、前記油圧消費装置(109)に通じる両接続導管

15. 運転条件が吐出導管(12, 15)と所属の制御圧導管(61, 165)との圧力差によつて規定されていて、該圧力差が、測定絞り部(31, 32, 86, 87, 112, 113, 114, 115)において所望される規定の圧力差よりも小である特許請求の範囲第14項記載の駆動系。
16. 可変吐出ポンプ(3, 4)の駆動軸(2)の回転数低下時に圧力信号をレリーズする限界負荷制御ユニット(230)が設けられており、前記圧力信号がサーボ制御弁(10, 23)に作用する特許請求の範囲第1項乃至第15項の何れか1項記載の駆動系。
17. 吐出導管(12)には圧力制限弁(184)がかつ又、制御圧導管(81)にも圧力制限弁(157)が接続されており、しかも前記制御圧導管(81)と所属の圧力制限弁(157)との間に絞り部(153)が配置されており、かつ前記制御圧導管(81)に接続した圧力制限弁(157)が、前記吐出導管(12)に接続された圧力制限弁(184)よりも低い圧力に設

(131, 132)のうち、給圧される方の接続導管が前記4ポート3位置切換弁(128)の他方の側に接続されており、かつ、前記油圧消費装置(109)に通じる両接続導管(131, 132)には夫々1本の分岐導管が接続されていて、各分岐導管は共に制御圧導管(140)に開口しており、しかも前記の両分岐導管内には夫々、前記制御圧導管(140)の方に向つて開く1つの逆止弁(141, 142)が配置されている特許請求の範囲第1項乃至第17項の何れか1項記載の駆動系。

19. 全駆動系のすべての制御ユニットが、弁ブロック状の1つの構成群に纏められている特許請求の範囲第9項記載の駆動系。

### 3 発明の詳細な説明

本発明は、可変吐出ポンプ、複数の油圧消費装置、前記ポンプと油圧消費装置との間に配置された吐出導管及びタンクに通じる戻し導管並びに切換機構を有し、前記可変吐出ポンプの吐出量調整機構が、ポンプ調整シリンダ内を摺動可能

なポンプ調整ピストンと連結されており、該ポンプ調整ピストンの位置が、サーボ制御弁によつて制御される圧力油によつて規定されており、かつ、前記可変吐出ポンプを起点とする吐出導管には複数の油圧消費器具が夫々1本の分岐導管を介して接続されているかつ各分岐導管内に配置された任意に作動可能な切換機構によつて夫々連絡される形式の油圧駆動系に関する。特に本発明は建設機械殊に掘削機用の油圧駆動系に關し、この場合の油圧消費器具とは、シブ持上げ用の単数又は複数の作動シリンダ、ショベル作動用の少なくとも1つの作動シリンダ、ショベルアーム屈曲用の少なくとも1つの作動シリンダ、走行装置用の少なくとも1つの油圧モータ及び(又は)掘削機旋回用の少なくとも1つの油圧モータである。目下公知になつている掘削機ではポンプから1本の吐出導管が出ており、該吐出導管から分れる複数の分岐導管が夫々1つの任意に作動される制御弁に達し、これらの制御弁から出る分岐導管は個々の油圧消費器具

動系を提供することである。

この課題を解決する本発明の構成は、各分岐導管内に、調整可能な並列回路絞り部が配置されていて、各並列回路絞り部の調整部材が一方の側では吐出導管乃至吐出分岐導管内の圧力(場合によつては引張ばねと)によつて、また他方の側では制御圧と押圧ばねとによつて負荷されており、かつ又、制御圧がすべての並列回路絞り部において共通で等しく、かつ並列回路絞り部の調整部材の制御圧受圧側が制御圧分岐導管を介して共通の制御圧導管に接続されており、しかも前記の各制御圧分岐導管内には、前記共通の制御圧導管へ向つて閉く逆止弁が配置されている点にある。このように構成された装置では、ポンプを、その都度所望の吐出流に任意に調整することができると共に、2つ以上の油圧消費器具を接続しようとする場合には、個々の切換機構を任意に調整することによつて吐出流を所望の複数の油圧消費器具に分配することが可能である。

通じている。個々の制御弁は大抵は1つのブロック制御器に纏められていて、該ブロック制御器の個々のセクションが、個々の分岐導管に通じる制御弁を形成している。ポンプは概して吐出導管内の吐出圧に関連して調節されるにすぎない。個々の油圧消費器具へ流入する吐出流は、所属の制御弁を、程度の差こそあれ、広く開くことによつてのみ任意に制御されるにすぎない。油圧消費器具内の作動圧の変化から生じる反作用は操作員による制御干渉によつて補償されねばならない。

本発明の課題は、複数の油圧消費器具に1つのポンプから同時に給圧しかつ各油圧消費器具に達する吐出流を任意に調整することができると共に、或る1つの油圧消費器具における負荷によつて生じる圧力の変化をその他の油圧消費器具に及ぼすことがなく、油圧回路が各油圧消費器具に並列接続されているにも拘らず、各油圧消費器具の負荷によつて規定された圧力で、しかも任意に選ばれた流量で圧力油を流しうるような油圧駆

動系を形成する形式の絞り部に関連して念のために指摘しておくが、ポンプの吐出導管から2本の分岐導管が分れ、各分岐導管が夫々1つの作動シリンダに達している形式の装置がドイツ連邦共和国特許出願公開第2234562号明細書に基づいてすでに公知になつており、この場合、各分岐導管内には、本発明の並列回路絞り部の構成に類似した1つの絞り部が配置されており、該絞り部の調整部材は1つの押圧ばねと制御圧とによつて負荷されている。しかしながらこの公知の装置は、任意に異なつた作動速度を作動シリンダにおいて調速しうるようにするため及び圧力の反作用を排除するためには役立たず、むしろ逆に公知の装置は、両作動シリンダの作動速度を等しく保つために使用されるのである。それゆゑに公知の装置では制御圧は絞り部のすべての調整部材において等しくはなく、むしろ個々の調整部材における制御圧は個々の作動シリンダ内におけるピストンの運動速度に関連して調整されるので、個々の絞り部では異なつた

制御圧に関連して異なつた絞り作用が生じるのである。

公知技術に対比して重要なことは、本発明ではすべての並列回路絞り部の調整部材が同じ制御圧によつて負荷される点にある。この場合、並列回路絞り部のすべての調整部材を負荷する制御圧が、可変吐出ポンプの吐出量調整機構をも制御する同じ制御圧であるのが有利である。

かかる制御圧を得るために本発明の有利な実施態様では、並列回路絞り部と各所属の油圧消費装置との間の各導管に夫々分岐導管が接続されており、かつこれらの分岐導管がすべて制御圧導管に接続されており、しかも各分岐導管内には、総制御圧導管つまり共通の制御圧導管の方へ向つて開く逆止弁が配置されている。その結果、その都度最高圧で稼働する油圧消費装置において生じる圧力は開いた逆止弁を介して総制御圧導管に、ひいてはすべての並列回路絞り部の調整部材に作用するのに対して、その他の制御圧分岐導管内の他の逆止弁はすべて閉止状態に

あるので、低い方の消費装置圧力は並列回路絞り部に対していかなる作用も及ぼさない訳である。

また最近では掘削機のための異なつた構成の油圧駆動系も公知になつており、この場合、夫々1つの油圧消費装置に通じる分岐導管内の切換機構が任意に調整可能な測定絞り部として構成されており、しかも該測定絞り部における圧力勾配がポンプ調整機構に作用し、かつ、前記測定絞り部において任意に規定された絞り幅には無関係に常に特定の圧力勾配を生ぜしめるようにポンプの吐出流を調節するようになつている。すなわちこの測定絞り部の手前の圧力、要するにポンプの吐出導管内の圧力はポンプの吐出量調整機構の一方の側に作用し、前記測定絞り部の後方の圧力は制御圧導管を介してポンプの吐出量調整機構の他方の側に作用する訳である。このような公知の油圧駆動系に本発明の思想を適用することは特に有利である。すなわち測定絞り部を有する前記制御系を本発明の並列回路絞り部を有する駆動系と組合せれば、特に掘削

機又は類似の建設機械のための油圧駆動系の特に有利な実施態様が得られる。これは、特許請求の範囲第4項に記載した通りである。

この組合せを選ぶか否かに関わりなく、吐出導管のみならず、また戻し導管も1つの系に纏めて、各油圧消費装置から夫々出ている戻し分岐導管をすべて主戻し導管に接続しておけば、油圧駆動系の特に有利な実施態様が得られる。この主戻し導管は吐出導管に平行に敷設することができる。

また、ケーシングから圧力媒体を吸込むポンプを有する駆動系の場合、主戻し導管を直接ケーシングに接続し、従つて戻し分岐導管を介して還流する油流を主戻し導管を経てポンプのケーシング内へ直接戻し、該ケーシングからポンプによつて再び吸出するようにすれば特に有利である。このような実施態様では、圧力媒体つまり圧力油を交換する手段を講じることが望ましい。これは、一方では圧力油をフィルタにかけて浄化するためであり、他方では、循環回路内には

直接ない比較的多量の油を高熱油と混ぜて熱導出を一層改善するためである。また同様のことは油の老化の点についても当て嵌まる。有利な実施態様では主戻し導管には、予圧のかけられた蓄圧タンクが接続されている。これによつてポンプの内室は蓄圧タンクの予圧下に保たれるので、高い流動速度での吸込みが容易になる。蓄圧タンクの容積は、駆動系内に所定時点に全体として含まれている油容量の変化を補償できるように選ばれる。すなわち、複数の作動シリンダがピストン棒側圧力室で同時に給圧されている場合にも蓄圧タンクはその容量を収容することができる。

油圧消費装置の少なくとも1つが両方向に運転可能であり、該油圧消費装置の2つの接続口のうち、その都度一方の接続口が選択的に給圧され、他方の接続口が戻し接続口として構成されているような駆動系では、油圧消費装置の各接続口に夫々1本ずつ接続された2本の導管内に夫々1つの並列回路絞り部が配置されており、しかも

両並列回路絞り部の制御圧導管が共通の総制御圧導管に接続されているのが有利である。また1つの並列回路絞り部に、互に並列接続された2つ以上の油圧消費器具が接続されていてもよい。これらの油圧消費器具がすべて両方向に稼働可能である場合には2つの並列回路絞り部を設け、その一方の並列回路絞り部をすべての油圧消費器具の一方の側に、また他方の並列回路絞り部をすべての油圧消費器具の他方の側に連通させておくのが有利である。油圧消費器具の作動ピストンが一方の運動方向では動力なしに移動し、要するに圧力が生じないことが保証されている場合、油圧消費器具のその都度一方の側にだけ1つの並列回路絞り部を所屬させておけば充分である。但しこの場合、第2の油圧消費器具が接続不能であるか、あるいは(第2の油圧消費器具が接続可能であれば)この油圧消費器具が同じ圧力を受圧する場合に限られる。1つの油圧消費器具に所屬したすべての並列回路絞り部が1つの制御ユニット内に纏められている場合は、特に有利な実

施態様を得られる。この制御ユニットは油圧消費器具に直接装備されているのが特に有利である。制御機構しかも電磁弁を油圧消費器具に直接装備することは勿論すでに公知である。しかし、本発明の形式の制御ユニットは公知ではないので、該制御ユニットを油圧消費器具に直接配置することも公知ではない。

また制御ユニット内に、並列回路絞り部のみならず測定絞り部を、つまり並列回路絞り部と測定絞り部を纏めて、所屬の油圧消費器具に直接装備すれば、特に有利な実施態様を得られる。

並列回路絞り部が1つのスプール弁体を有し、該スプール弁体が同時に並列回路絞り部の調整部材を成し、前記スプール弁体の一方の端面に吐出導管内の圧力が、またスプール弁体の背面に制御圧と押圧ばねが作用するようにすれば、並列回路絞り部の特に単純な実施態様を得られる。

両方向に駆動可能で、要するに選択的に一方の接続口を圧力接続口に、他方の接続口を戻し

接続口にするような油圧消費器具の場合、開回路式駆動系では、油圧消費器具の不都合な運動を阻止せねばならない以上、つまり、油圧消費器具の運動を、該消費器具に流入する圧力油流によつて常に正しく制御可能でなければならぬ以上、別の問題が生じる。油圧消費器具に対して、制御された運動方向での力が作用する場合、油圧消費器具が吐出導管内に負圧を発生させて規定の運動を早めるような事態は避けられねばならない。本発明の特に有利な実施態様では、並列回路絞り部との関連において、戻し導管内に、制御式絞り部、殊に制御式圧力制限弁が設けられており、その場合制御は吐出導管内の圧力に関連して行なわれるので、油圧消費器具の進みに基づいて吐出導管内の圧力が所定の圧力レベル以下に低下した場合、この圧力は戻し導管内の前記制御式絞り部又は圧力制限弁を閉弁位置の方向に制御するので、流出する油流は絞られ、ひいては油圧消費器具は、規定の運動速度以上に早くなるのを防止される。他面において、油圧消費器具

に通じる導管が例えば管破損のゆえに無圧になった場合、油圧消費器具が不慮の運動を行なうような事態は避けられねばならない。これに対処するために、吐出導管内には、油圧消費器具の直ぐ近くに逆止弁が配置されており、該逆止弁は、吐出導管に接続された圧力室内の圧力が吐出導管内の圧力よりも大になると閉弁するように構成されている。このような管破裂防止用逆止弁は常に必要であり、少なくとも合目的である。このことは例えば掘削機のシブ持上げ時について当て嵌まる。他方、シブ降下時には戻り運動を流出導管の絞りによつて制御しうるのであるのが一層重要である。

これらの付加的な機構、つまり圧力制限弁又は制御可能な絞り部及び逆止弁を(場合によつては付加的な後吸込み逆止弁も)、油圧消費器具に直接装備した制御ユニット内に一緒に組込むのが特に有利である。

2つのポンプと、各ポンプに夫々1つずつ所屬した2つのブロック制御器とを有する掘削機

駆動装置では、1つの油圧消費部に両ポンプの吐出流を導くことを可能にする種々異なる油圧回路が公知になつてゐるが、これらの公知の油圧回路は、両方のポンプの吐出流をその都度特定の油圧消費部に導くことしかできない。これに対して本発明では両ポンプの吐出導管並びに制御圧導管が併合接続ユニットに接続されており、該併合接続ユニットは、所定の運転条件時に前記の吐出導管と制御圧導管を互に連通させる圧力制御式4ポート2位置切換弁を内蔵している。この場合、前記連通をリリースする運転条件とは、吐出導管と所属の制御圧導管との間の特定の圧力差であり、しかもこの圧力差は、測定絞り部において所望される規定の圧力差よりも小である。このことは取りも直さず、測定絞り部に任意に所定の開口幅が与えられておりかつポンプが最大吐出量に調整されている場合にもポンプ吐出流が、前記測定絞り部において規定の圧力勾配を得るのに充分でなく、しかもこの圧力勾配が所定の限界値よりも小になる場

を有している。すなわち第1の欠点は、二次駆動装置例えば別のポンプ、圧縮機又はダイナモによつて受取られる出力が和出力調整器によつては把握されないことである。従つて、調整器が調整する出力は、すべての二次駆動装置が同時に一緒に受取ることになる出力よりも遙かに小さくなる。その結果、一次エネルギー源において設定された設備駆動出力は常態では受取られず、要するに一次エネルギー源は大抵は常に好ましからぬ部分負荷運転で動作することになる。第2の欠点は、両方のポンプが常に同じ割合で戻し旋回するように結合されていることから生じる。互に重畳する2つの運動が同時に行なわれ、かつこの運転状態で調整器が干渉する場合、重畳された合成運動方向は変化される。例えばジョブ持上げ時に回転機構が接続されると、加速段階において調整器が干渉しかつ両方のポンプを同じ値だけ1回転当りのストローク容積を減少させる方向に戻し旋回する。これにより速度に応じて、標準運動方向は変化し操作員は干渉

合に前記併合接続ユニットが応動して制御圧導管同士及び吐出導管同士を互に連通させ、殊に有利には先ず制御圧導管同士を、次いで吐出導管同士を互に連通させることを意味している。

ポンプの吐出導管内の圧力によつて制御される複数のポンプを備えた掘削機用の従来公知の油圧駆動系では、吐出圧によつて負荷される調整ピストンがばねの力に抗して摺動可能でありかつ吐出圧の増大に伴つてポンプのストローク容積が減少して、吐出圧と1回転当りのストローク容積との積ひいては、受取られる出力がコンスタントになるようにする出力調整器は公知である。2つのポンプを有する掘削機駆動装置では和出力調整器が設けられており、該和出力調整器は両方の吐出導管内の圧力によつて負荷されており、かつ、圧力の和と流量の和との積がコンスタントになるように、要するにこの場合も受取られる出力がコンスタントになるように両方のポンプを一緒に戻し旋回させるのである。この公知の調整方式は2つの重要な欠点

して補正しなければならない。回転加速が終ると、吐出圧が小さくなるので両方のポンプは再び1回転当りのストローク容積を増大させる方向に旋回する。両方の油圧消費部の運動速度の関係は再度変化し、これによつて狙いをつけた目標方向もやはり変化する。この公知の調整機構の特性は、2つ以上の運動が同時に行なわれて出力調整器が干渉する場合常に乱れる。前記以外の駆動系において、調整量として、一次エネルギー源の出力軸又はポンプの駆動軸の回転数から出発して、この回転数が、一次エネルギー源例えばディーゼル機関の噴射ポンプの調整によつて規定された回転数に等しいか否かを確認する調整器もすでに公知になつてゐるのは勿論である。駆動軸の回転数が、一次エネルギー源の過負荷に基づいて規定の限界値以下に低下すると、限界負荷調整器が干渉しかつ単数又は複数のポンプを1回転当りのストローク容積を減少させる方向に調整する。この公知の機構は二次駆動装置における出力をも一緒に把握する。



限界負荷調整器が、ポンプの吐出量調整機構のサーボ制御弁に直接作用する圧力勾配を発生させるように斯かる限界負荷調整方式を前記の本発明の駆動系と組合せるのが特に有利である。

吐出導管内に許容不能の高い圧力が発生し、これによつて、吐出導管に接続された機構、例えば油圧消費装置の制御機構又はポンプが破壊、少なくとも損傷したり、あるいは吐出導管自体が破裂するような事態を阻止し、要するにこのような油圧駆動系を保護するために、吐出導管に圧力制限弁を接続することは公知であり、大抵の場合必要とされている。この圧力制限弁の開弁に基づく欠点は、圧力媒体が、吐出導管内の高い圧力で流出するので、きわめて多量のエネルギーが無効になりかつ圧力媒体が著しく加熱されることである。この欠点を避けるために、吐出導管に接続された圧力制限弁に合わせて設定された吐出圧に達する以前に、1回転当りのストローク容積を減少させる方向にポンプを戻し旋回させるのが有利である。このために油圧

伝動装置において、吐出導管に切換装置を接続することはすでに公知であり、この切換装置は操作部材を介して、流動方向で見て限界負荷調整器の手前で制御圧を調整する機構と連結しており、吐出導管において最高許容圧を超えるとその都度制御圧が減少されるようになっている(ドイツ連邦共和国特許出願公開第2459795号明細書)。ところで本発明の有利な実施態様では、ポンプの吐出量調整機構の調整を制御するサーボ制御弁に通じる制御圧導管に第2の圧力制限弁が接続されており、この第2圧力制限弁の応動圧は、吐出導管に接続された圧力制限弁の応動圧よりも遙かに低く設定されており(この場合このような回路では測定絞り部で所望される圧力勾配が考慮される)、従つてサーボ制御弁で制御圧を直接低下させる圧力制限弁は、吐出導管内の圧力が、該吐出導管に接続した圧力制限弁が開くような値に達する以前に、開弁する訳である。その結果、ポンプが1回転当りのストローク容積を減少させる方向に、従つて吐

出量を減少させる方向に戻し調整されたのちに初めて、吐出導管に接続された圧力制限弁は応動することになる。

並列回路絞り部が閉止し、ひいては油圧消費装置と並列回路絞り部との間の吐出導管内の圧力媒体が圧力下で封じ込められ、それによつて戻し導管内に設けられた圧力制限弁を(この状態では決して合目的的ではないにも拘らず)開弁状態に保つこととなるような可能性を排除するために、有利な実施態様では、並列回路絞り部に対して1本の導管が並列接続されており、該導管内には、ポンプの方へ向つて開弁する逆止弁が配置されている。この場合該逆止弁は、並列回路絞り部のスプール弁体内に組込まれているのが有利である。

ポンプの吐出圧によつて負荷されかつ該ポンプの吐出量調整機構に作用して、該ポンプを吐出圧の増大に伴つて1回転当りのストローク容積を減少させる方向に調整する制御装置はすでに公知である。このような制御装置は従来、

閉回路においてしか公知ではなく、しかも、作動部材に任意に与えられた設定値によつてポンプの吐出圧を予め選定し、ひいては、油圧消費量において発生するトルクもしくは発生力を規定するようになっている。この制御装置によつてエネルギー損失が減少される。

有利な実施態様では、任意に互に並列接続されうる複数の油圧消費装置に1本の制御圧導管を有する装置が活用され、この場合圧力調節は1つの弁によつて行なわれ、しかも該弁のスプール弁体の一方の側は、任意に作動可能な制御圧発生器によつて、またスプール弁体の他方の側は油圧消費装置の圧力によつて負荷されるので、制御圧発生器の作動時にはスプール弁体において制御圧発生器の圧力と、油圧消費装置へ通じていて給圧される導管内の圧力との間で平衡状態が生じる。油圧消費装置へ通じていて給圧される導管内の圧力が低下すると、前記弁は一層開かれるので、油圧消費装置へより多量の圧力油流が流れ、ひいては油圧消費装置の圧力が高められる。

またこの弁によつて、要するに、制御圧発生器に任意に与えられた設定値によつて、油圧消費装置における発生圧力が任意に予め選定される訳であるが、この場合も、吐出流の増大に伴つて油圧消費装置における力の反作用が増大することが前提となつてゐる。本発明のこの新規な制御ユニットでは調圧は1つの弁によつて達成され、その利点は、この制御ユニットが、ポンプから出る吐出導管と1本の戻し導管と、ポンプのサーボ制御弁に作用する制御圧を導く1本の制御圧導管とを有する本発明の導管系に接続できることである。この場合も該制御ユニットは油圧消費装置に直接接続乃至装備することができかつ後吸込み逆止弁もしくは管破裂防止弁及び圧力制御弁を付加的に内蔵している。この制御ユニットによつて、任意に選択可能な定圧に、ひいてはコンスタントな力乃至はコンスタントなモーメントに調整が行なわれ、更にはエネルギー損失が減少せしめられる。

次に図面につき本発明の実施例を詳説する。

導管15に連通している。圧力室19の給圧は油圧制御式サーボ制御弁23を介して制御される。ポンプ3及び4は共に共通のケーシング24内に配置されている。

また駆動軸2は、定吐出ポンプとして構成された2つのポンプ25及び26を駆動する(しかし別の実施態様ではポンプ26は内燃機関1の二次出力部から駆動されてもよい)。

吐出導管12からは分岐吐出導管28が分岐し(第1図)かつ部分制御ユニット27に通じており、該部分制御ユニット内で分岐吐出導管28は2つの部分導管29と30に分れている(第5図)。両部分導管29、30は夫々1つの3ポート2位置式の単制御線型制御スプール弁31、32に達しており、しかし制御スプール弁31は油圧制御式でありかつ掘削機の運転室に配置された任意に操作可能な制御圧発生器92から制御圧導管33を介して制御圧で負荷される。同様に油圧制御式の単制御線型制御スプール弁32にも制御圧導管34を介して制御圧が

内燃機関1は駆動軸2を介して可変吐出ポンプとして構成したポンプ3及び4を駆動する。ポンプ3の吐出量調整機構5はポンプ調整ピストン6と連結されており、該ポンプ調整ピストンはポンプ調整シリンダ内を摺動可能でありかつ該ポンプ調整シリンダ内室を2つの圧力室8と9に分割している。ポンプ3は吐出導管12に圧力油を送出し、該吐出導管から分岐導管13及び14を介して圧力室9が給圧されるが、この圧力室内にはばね11が配置されている。圧力室8の給圧は油圧制御式のサーボ制御弁10を介して制御される。

ポンプ4は圧力油を吐出導管15に送出する。ポンプ4の吐出量調整機構16はポンプ調整ピストン17と連結されており、該ポンプ調整ピストンはポンプ調整シリンダ18内を摺動可能でありかつ該シリンダ内室を2つの圧力室19と20に分割しており、しかも圧力室20内にはばね21が配置されている。該圧力室20は分岐導管321と分岐導管22とを介して吐出

給圧され、この場合制御圧導管34は、やはり運転室に配置された任意に操作可能な別の制御圧発生器93に達している。単制御線型制御スプール弁31及び32は夫々測定絞り部として働き、該測定絞り部を通つて夫々絞られた油圧流は、部分導管29から導管35へ又は部分導管30から導管36へ導かれる。単制御線型制御スプール弁31は別の切換位置において導管35を戻し導管37に連通させ、同じく単制御線型制御スプール弁32も別の切換位置において導管36を戻し導管38に連通させ、しかも両戻し導管37及び38は共に戻し分岐導管39に達している。

導管35は、スプール弁体41を有する並列回路絞り部40に連し、前記スプール弁体の背面側はばね42によつて、かつ又、制御圧導管53'内に生じる制御圧によつて負荷されている。並列回路絞り部40を起点とする導管43は2本の導管44と45に分れ、両導管は、掘削機のジブ「持上げ」動作のために定められた互に

並列接続された2つの作動シリンダ48、49の一方の圧力室46、47に夫々通じている(第6図参照)。

同様に前記導管36もスプール弁体51を有する並列回路絞り部50に達し、前記スプール弁体の背面側はばね52によつて、かつ又、制御圧導管53内に生じる制御圧によつて負荷されている。並列回路絞り部50を起点とする導管53は2本の導管54と55に分れ、両導管の一方の導管54は作動シリンダ48の圧力室56に、また他方の導管55は作動シリンダ49の圧力室57に通じている。

前記導管54内には、作動シリンダ48へ向つて開く逆止弁58が配置されている。該逆止弁と作動シリンダ48との間で導管54には導管59が接続されていて油圧制御式圧力制限弁60に通じ、該圧力制限弁の出口ポートは流出導管61と導管62を経て戻し分岐導管39に連通している。また逆止弁58と作動シリンダ48との間では導管54に導管63が接続され

ていて、該導管内には後吸込み逆止弁64が配置されており、この後吸込み逆止弁の閉弁方向側には導管62が接続している。

同様に導管44内には逆止弁68が配置されており、該逆止弁と作動シリンダ48との間で導管44には導管65が接続し、該導管内には後吸込み逆止弁66が配置されており、この後吸込み逆止弁の閉弁方向側はやはり導管62に接続されている。また導管44には逆止弁68と作動シリンダ48との間で導管69が接続されており、該導管は油圧制御式圧力制限弁70に通じ、該圧力制限弁の流出導管71は導管62に接続されている。圧力制限弁70の制御圧力室は導管72を介して逆止弁58の手前の導管54に連通し、また圧力制限弁60の制御圧力室も同様に導管73を介して逆止弁68の手前の導管44に連通している。導管54に圧力が導かれると、この圧力によつて圧力制限弁70の制御圧力室が負荷され、ひいては圧力制限弁70はばね圧から解放されるので、導管内の、

程度の差こそあれ、僅かな圧力でも圧力制限弁は開弁する。同様のことは、逆止弁68の手前の導管44が圧力を過す場合の圧力制限弁60についても当て嵌まる。

前記の逆止弁58、68、後吸込み逆止弁64、66及び圧力制限弁60、70は制御ユニット74内に纏められており、該制御ユニットは作動シリンダ48に直接装備されている。

同様の弁装置が制御ユニット75(第6図参照)内にも設けられており、該制御ユニットは作動シリンダ49に直接装備されている。

部分制御ユニット27の内部では導管53に導管76が接続し、該導管は逆止弁77に達している。また導管43には導管78が接続し、該導管は逆止弁79に達している。両逆止弁77、79の開弁方向側は部分制御圧導管80に接続し、該部分制御圧導管には、スプール弁体41、51の背面側の圧力室が接続されている。

前記スプール弁体41内には、導管35の方に向つて開弁する放圧逆止弁94が配置されて

いる。同様にスプール弁体51内には、導管36の方に向つて開弁する放圧逆止弁95が配置されている。部分制御圧導管80は総制御圧導管81に連通し、この総制御圧導管には制御圧分岐導管83が接続されている。吐出導管12には分岐導管82が接続している。分岐導管82と制御圧分岐導管83は共に総制御ユニット85に達し、この総制御ユニットを起点とする戻し導管84は戻し分岐導管39に連通している。総制御ユニット85は、掘削機のショベルを作動するための作動シリンダ86に装備されている。第7図から判るように総制御ユニット85の回路の全体的構成は部分制御ユニット27と制御ユニット74との和に相当する。総制御ユニット85内には単制御線型制御スプール弁287と87が設けられており、単制御線型制御スプール弁287は制御圧導管88を介して、任意に操作可能な制御圧発生器90から給圧され、該制御圧発生器は制御圧導管33、34を負荷する前記制御圧発生器92、93の近く

に配置されている。同様に単制御線型制御スプール弁87は制御圧導管89によつて制御され、該制御圧導管は、やはり前述の制御圧発生器90, 92, 93の近くに配置された任意の操作可能な制御圧発生器91に接続している。

測定絞り部として夫々働く2つの単制御線型制御スプール弁287, 87には夫々1つの並列回路絞り部96, 97が後置されており、各並列回路絞り部の後方の接続部98, 99において、制御圧分岐導管83に通じる分岐導管が分岐しており、該分岐導管は夫々1つの逆止弁100, 101を有している。

戻し分岐導管39は主戻し導管102に通じ、該主戻し導管は、可変吐出ポンプ3, 4のケーシング24内に直接通じかつ主戻し導管には蓄圧タンク103が接続されている。

可変吐出ポンプ4からの吐出導管15から吐出分岐導管104, 105, 106が分岐しており、第1図、第8図、第9図及び第10図から判るように、吐出分岐導管104はシヨベル

に接続されており、該切換弁は2つの制御圧発生器129, 130によつて油圧で制御されかつ選択的に旋回用油圧モータ109の一方の接続路131を吐出分岐導管106に、かつ旋回用油圧モータ109の他方の接続路132を戻し導管127に接続し、あるいは逆に吐出分岐導管106を接続路132に、かつ戻し導管127を接続路131に連通させる。またここでは付加制御ユニット133が設けられていて旋回用油圧モータ109に直接装備されており、この付加制御ユニット133内には2つの逆止弁134, 135及び2つの圧力制限弁136, 137及び制御圧導管140用の接続路138, 139が設けられており、しかも前記制御圧導管140と接続路139, 138との間には逆止弁141, 142が配置されている。

可変吐出量ポンプ3に所属した総制御圧導管81は、第2図から判るように、制御圧導管150に接続し、該制御圧導管は絞り部153を内蔵した分岐導管151に通じ、該分岐導管は

アーム屈曲用の作動シリンダ107に、吐出分岐導管105は走行用油圧モータ108に、また吐出分岐導管106は掘削機旋回用油圧モータ109に達している。総制御ユニット110及び111は総制御ユニット85と同様に構成されている。つまり総制御ユニット110, 111は夫々2つの単制御線型制御スプール弁112, 113; 114, 115と、各制御スプール弁に後置された並列回路絞り部116, 117; 118, 119とを内蔵し、しかも単制御線型制御スプール弁112, 113, 114, 115は夫々、任意に操作可能な制御圧発生器120, 121, 122, 123によつて負荷される。総制御ユニット110及び111から出る戻し部分導管124, 125は共に戻し分岐導管126に通じ、該戻し分岐導管は主戻し導管102に接続されている。戻し導管127もやはり戻し分岐導管126を経て主戻し導管102に接続されている。吐出分岐導管106及び戻し導管127は4ポート3位置切換弁128

分岐導管152を経て、油圧で制御されるサーボ制御弁10の一方の制御圧力室に開口している。サーボ制御弁10の他方の制御圧力室は分岐導管154を介して分岐導管14に接続されており、該分岐導管14は可変吐出ポンプ3の吐出導管12内の吐出圧で負荷されている。

また制御圧導管150には流量調整器155が接続されており、該流量調整器の出口ポートは可変吐出ポンプ3, 4のケーシング24の内室に通じている。

絞り部153とサーボ制御弁10の一方の制御圧力室との間の分岐導管152には圧力制限弁157が接続されている。

分岐導管13から導管158が出てサーボ制御弁10の1つのポートへの接続路159に達しているので、可変吐出ポンプ3から吐出された圧力油は吐出導管12と分岐導管13と導管158とを経てサーボ制御弁10を通りポンプ調整シリンダの圧力室8へ導かれる。

導管158と制御圧導管150との間には、

絞り部161を内蔵した接続導管160が配置されている(この絞り部161を有する接続導管160は、サーボ制御弁10が充分に大きな負の重なりを有するように構成されている場合には省くことができる。つまりサーボ制御弁10が中立位置にある場合には常に部分流が吐出導管12、分岐導管13、導管158及び接続路159を経て無圧のタンクへ又はケーシング24の内室へ達するようにするのである。この解決策の利点は、絞り部161を通流する流れに合わせて付加的に流量調整器155を調整する必要がないことである)。

総制御ユニット110, 111及び付加制御ユニット133を起点とする制御圧部分導管162, 163, 164は総制御圧導管165に接続されており、該総制御圧導管は導管166へ続き、この導管には、絞り部168を有する導管167が連通しかつ又、流量調整器169が接続している。前記絞り部168から出る導管170は、油圧で制御されるサーボ制御弁23

の一方の制御圧力室に達している。この制御圧力室に対向した方の制御圧力室は接続路171を経て分岐導管22に接続されている。また前記導管170には圧力制限弁172が接続されている。

サーボ制御弁23の接続路173は導管174を介して導管321に接続されている。導管174と166との間には、絞り部176を内蔵した接続導管175が配置されている(この場合も、接続導管160及び絞り部161について述べたのと同等のことが当て嵌まる)。

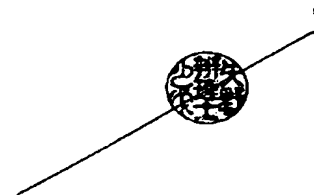
総制御圧導管81には併合接続制御導管177が、また総制御圧導管165には併合接続制御導管178が接続されており、しかも両方の併合接続制御導管177及び178は併合接続ユニット179に通じている。該併合接続ユニット内には、油圧で制御されて両側に夫々2つの制御圧力室を有する4ポート2位置切換弁182が配置されている。しかも一方の側の各制御圧力室には、他方の側で同じ大きさの制御圧力室

が所属しているが、一方の側に夫々位置する2つの制御圧力室は同じ直径を有する必要はない。吐出導管12から分れる分岐導管180及び、吐出導管15から分れる分岐導管181は共に共接続ユニット179に達している。この場合両分岐導管180と181は、4ポート2位置切換弁の図示の切換位置において一方の2つのポートが互いに連通し、別の切換位置において共に遮断されるように4ポート2位置切換弁182に接続されている。4ポート2位置切換弁182の他方の2つのポートには共接続制御導管177と178が、図示の切換位置で互いに連通するように接続されている。

また共接続ユニット179内には2つの圧力制限弁184, 185が配置されており、一方の圧力制限弁184は吐出導管12を保護するためのものであつて分岐導管180を介して吐出導管12に接続されているのに対して、他方の圧力制限弁185は吐出導管15を保護するためのものであつて分岐導管181を介して吐

出導管15に接続されている。

第4図によれば、ポンプ3の吐出圧によつて負荷される分岐導管180と、ポンプ3に関係した制御圧を通す併合接続制御導管177とは4ポート2位置切換弁182の対向側に配置された同じ大きさの圧力室に接続されており、またポンプ4の吐出圧によつて負荷される分岐導管181と、ポンプ4に関係した制御圧を通す併合接続制御導管178とは、やはり4ポート2位置切換弁182の対向側に配置された同じ大きさの圧力室に接続されており、しかも、制御圧によつて負荷される併合接続制御導管177, 178は共に、押圧ばね186の配置された側に接続されている。



定吐出ポンプ25はポンプ3及び4のケーシング24から圧力媒体を導管187を介して吸込みかつ導管188へ吐出し、該導管は可変絞り部189に達しており、該可変絞り部の調整部材190は内燃機関1の調整部材と作用結合している。可変絞り部189の手前で導管188には、フィルタ192を内蔵した導管191を介して圧力制限弁193が接続されており、該圧力制限弁の出口は導管194に接続し、該導管194自体は、可変絞り部189の後方で導管188の延長部を形成する導管195に接続し、該導管は別の油圧消費器具（図示せず）に達している。

導管194には、油圧で制御される圧力制限弁196が接続されており、該圧力制限弁の制御圧は導管197を介して供給され可変絞り部189の手前の圧力で規定される。圧力制限弁196から出る導管198は絞り部199に達し、該絞り部から出る導管200は圧力制限弁201を経てタンク156に達している。相前

後して配置された圧力制限弁196と絞り部199に対して並列に別の圧力制限弁202が接続されており、該圧力制限弁は圧力制限弁196の手前の圧力をコンスタントに保つ。重要なことは、可変絞り部189における圧力勾配が圧力制限弁196を制御し、該圧力制限弁自体が絞り部199への流れを制御することである。

圧力制限弁196と絞り部199との間の導管から限界圧制御導管203が、また導管200から第2の限界圧制御導管204が分岐している。限界圧制御導管203は2つの導管205と206に分岐し、両導管は夫々サーボ制御弁10、23の一方の制御圧力室に、しかも所属のポンプ3、4の吐出圧によつて負荷されるのと同じ側の制御圧力室に開口している。限界圧制御導管204から2つの導管207と208が分岐し、各導管は、油圧で制御されるサーボ制御弁10、23の、夫々ばねによつて負荷された方の側の制御圧力室に開口している。

本発明の油圧式駆動系の作用形式は次の通りである。

内燃機関1が作動し可変吐出ポンプ3、4及び定吐出ポンプ25、26を駆動し、かつすべての制御圧発生器90、91、92、93、120、121、122、123、129、130が作動されていない場合、ポンプは零ストローク位置にあり圧力油を吐出しない。油圧消費器具も負荷されない。いま制御発生器92が作動されると、単制御線型制御スプール弁31が作動されて開弁されるので、吐出導管12と作動シリンダ48への導管44とを連通させ、それによつて並列回路絞り部40が開く。これと同時に逆止弁79も開弁するので、部分制御圧導管80、ひいては総制御圧導管81も圧力で負荷される。単制御線型制御スプール弁31は測定絞り部として働くので、制御圧導管35内の圧力、導管43及び導管78内の圧力、ひいては部分制御圧導管80及び総制御圧導管81内の圧力は分岐吐出導管28及び吐出導管12内の圧力よ

りも低い。吐出導管12内の圧力は分岐導管13、14、154を経てサーボ制御弁10の一方の側に作用し、前記総制御圧導管81内の圧力は制御圧導管150及び分岐導管151、152を経てサーボ制御弁10の他方の側に作用する。この側にはばねも作用している。該ばねは、分岐導管154と152との間の圧力差が特定値例えば20バールになつたときにサーボ制御弁10が応動するように設計されている。従つてサーボ制御弁10によりポンプ調整ピストンを介してポンプ3の吐出量調整機構5が調整され、ポンプ3は、測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁31において特定の圧力勾配を生ぜしめる吐出流を送出する。つまり、制御圧発生器92の設定値の変化によつて単制御線型制御スプール弁31の設定値が変化されると、ポンプ3も異なつた吐出流に、しかも、測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁31に特定の圧力勾配を生ぜしめるような吐出流に、調整される訳である。

並列回路絞り部40, 50, 96, 97, 116, 117の作用は次の通りである。

2つの異なる油圧消費器具に所属した2つの制御発生器例えば92と90が同時に作動されると、2つの単制御線型制御スプール弁31と287が同時に開弁され、従つて一方では2つの作動シリンダ48, 49が、また他方では作動シリンダ86が同一のポンプ3と連通される。この場合両作動シリンダ48, 49内には同じ圧力が作用する。しかし作動シリンダ86内にも同じ圧力が偶然作用することはない。むしろ一方の油圧消費器具はより高い負荷を受けるので高い圧力を必要とする。作動シリンダ86内の圧力が作動シリンダ48, 49内の圧力よりも高いと仮定すれば、接続部98である分岐点には導管43内よりも高い圧力が生じ、その結果逆止弁79は閉止状態になり、制御圧導管系80, 83は逆止弁101の開弁によつて、前記分岐点98に生じる圧力によつて負荷される。前記制御圧導管系によつてスプール体41, 241

の背面側も負荷されるが、このスプール体の手前の導管35, 240内には異なる圧力が支配するので、並列回路絞り部40及び96では異なる絞り作用が生じる。すなわち、より低い圧力を発生させる油圧消費器具(作動シリンダ48, 49)では、この並列回路絞り部40によつて大きな圧力勾配が発生し、該並列回路絞り部40の手前の導管35、分岐導管28及び吐出導管12内に、ひいては分岐導管82内に、作動シリンダ86が必要とする高さの圧力が発生せしめられ、その場合並列回路絞り部96では、導管240内の圧力に基づき、制御圧分岐導管83の制御圧の作用を受けて、それに相応した僅かな絞り作用が生じる。それというのは、スプール体241に作用する消費器具圧力は、並列回路絞り部96を全開させるのに充分な大きさであるので、該並列回路絞り部には圧力勾配は生じないからである。

同じ制御圧によつて背面側と一緒に負荷される並列回路絞り部をこのように配置・構成する

ことによつて得られる顕著な利点は、2つの油圧消費器具がポンプ3の供給流よりも大きな油圧流を一緒に受取る場合、ポンプ3によつて供給される油圧流が両油圧消費器具に対して(本例では作動シリンダ48, 49と作動シリンダ86とに対して)絞りギャップの開口幅に比例して分配されることである。

逆止弁58及び68は管破裂防止手段として働く。このことは取りも直さず、分岐吐出導管28又は分岐導管82あるいは該分岐導管と連通した別の導管内に漏洩部が生じ圧力が漏れた場合、所属の制御圧発生器の作動により、ひいては所属の単制御線型制御スプール弁を開くことによつて接続された油圧消費器具が荷重を受けても戻り降下することがないことを意味している。例えば荷重を受けた状態でジブを持上げる場合、従つて作動シリンダ48, 49が給圧された状態にあつて吐出導管12が破損すると逆止弁58は閉弁する。従つて作動シリンダ48, 49内に在る圧力油は封じ込められるので、不

都合な運動が生じることはない。それというのは、導管53, 43内には圧力がなく、従つて圧力制限弁60, 70が開制御されることはなく、閉弁状態にあるからである。

しかしながら制御圧発生器92の作動によつて単制御線型制御スプール弁31が開かれると、導管43内に圧力が生じるので、導管43, 44を通つて圧力油は作動シリンダ48, 49内に流入する。導管43内の圧力は導管73を介して圧力制限弁60の制御圧力室内にも生じるので、該圧力制限弁60は開弁状態になる。つまり、作動シリンダ48, 49の圧力室56, 57から流出する圧力油流は妨げなく導管54を通つて導管59、圧力制限弁60、流出導管61、導管62を経て戻し分岐導管39へ、ひいては主戻し導管102へ流出することができる。この場合、作動シリンダ48及び49内におけるピストンの運動速度は、単制御線型制御スプール弁31の開弁の程度によつて決まる。作動シリンダ48, 49内のピストンを外力に基づい

て前記圧力油流よりも進めようとする場合、該作動シリンダは圧力油の後吸い込みを行ない、その結果導管44内の圧力、ひいては導管43内の圧力が低下する。これに伴なつて導管73を介して圧力制限弁60の制御圧力室内の圧力も降下されるので、該圧力制限弁は、圧力低下の度合で閉弁する。つまり圧力制限弁60内には、圧力室56及び57から流出する油圧流を絞る絞り作用が生じるので、この絞り作用によつて作動シリンダ48及び49内のピストン運動速度が制動されることになる。また圧力制限弁60及び70は導管59、54及び69、44内の圧力によつても制御されている。従つて圧力制限弁60及び70は、作動シリンダ48及び49内の圧力が許容不能に高くなるのを防止する働きも行なう。すなわち、過負荷又は衝撃的な負荷に基づいて、過度に高い圧力が発生すると、この過度に高い圧力に基づく負荷の方向に応じて圧力制限弁60又は圧力制限弁70が開弁するので、この圧力制限弁60、70は、

介して圧力制限弁60が開弁位置を保つことになる。しかしながら、両制御圧発生器92及び93が閉止状態にある場合には両圧力制限弁60及び70も閉弁状態になければならない。これに対処するためにスプール弁体41内には、ポンプ3の方に向つて開く逆止弁94が設けられており、従つて前記の動作状態では、つまり並列回路絞り部40が全閉すると導管43は逆止弁94を介して放圧されることになる。

制御ユニット74の他方の側の弁並びに総制御ユニット85、110、111における相応した弁も前記に類似の形式で働く。

制御圧発生器92に対する作用によつて制御圧導管33内に、単制御線型制御スプール弁31を全開させるような圧力が発生すると、導管29、35内で、ひいては分岐吐出導管28及び吐出導管12内では、ポンプ3のみによつては送出できないほどの強い流れが要求される。この状態で併合接続ユニット179が作用する。すでに述べたようにサーボ制御弁10によつてポン

制御圧発生器92、93の何れも作動されていない場合でも過負荷防止用過圧弁として働くのである。

特に、圧力制限弁60と70の何れかを通して圧力油が流出するような場合、また圧力室46、47、56、57の一方への後吸い込みが生じるような場合、その都度所属の後吸い込み逆止弁64、66が開弁するので、その都度開いた後吸い込み逆止弁64、66及び導管62と戻し分岐導管39を介して主戻し導管102は蓄圧タンク103から再充填される。

制御圧発生器92が作動され、これに伴なつて単制御線型制御スプール弁31が開かれ、これによつて吐出導管12、分岐吐出導管28、部分導管29及び導管35を介して導管43が給圧された上で制御圧発生器92の作動が終了され、これに伴なつて単制御線型制御スプール弁31が放圧位置へもたらされると、並列回路絞り部40は完全に閉じる。その結果、最後に働いて圧力が導管43内に残留して導管73を

プ3を制御するために、該サーボ制御弁10に作用するばねは、測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁31に特定の圧力勾配例えは20バールの圧力勾配が生じるように設計されている。4ポート2位置切換弁182(第4図)のばね186は、吐出導管12と総制御圧導管81との間の圧力勾配がより小さい場合例えば15バールの圧力勾配で前記4ポート2位置切換弁182が応動するように設計されている。しかも該4ポート2位置切換弁182は、スプール弁体の運動初期に先ず併合接続制御導管177と178が互いに連通するように設計されており、その結果吐出導管15内に吐出導管12と同じ圧力が生じるようにポンプ4は調整されることになる。しかもポンプ4に油圧消費器が接続されていない場合にはこの圧力は絞り部176(第2図)の手前で発生される。4ポート2位置切換弁182のスプール弁体が更にシフトすると、分岐導管180と181も該4ポート2位置切換弁182によつて互いに連



通するので、ポンプ4の吐出流は4ポート2位電切換弁182を通過してポンプ3の吐出導管12内へ送出され、その場合、ポンプ4は、ポンプ3の吐出流と一緒に、要求された圧力勾配（本例では15バール）を、測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁31で発生させるのに必要な吐出流を正確に生ぜしめるように調整される。

油圧消費器が圧力制限弁60、70によつて、かつ又、他の油圧消費器のそれ相応の圧力制限弁によつて直接防護されているが、装置部分を許容不能に高い圧力によつて損傷するのを防止する圧力制限弁によつてポンプ3及び装置全体を付加的に防護する必要がある。實際上の理由に基づいて、この圧力制限弁は併合接続ユニット179内に一緒に組込まれており、しかも圧力制限弁184は分岐導管180を介して吐出導管12に接続されており、かつ同等の形式でポンプ4を防護するためにポンプ4の吐出導管15には分岐導管181を介して圧力制限弁

185が接続されている。両圧力制限弁の1つが開くことによる欠点は、最高圧において圧力油がこの圧力制限弁を介して放出されることである。つまりこの圧力制限弁において多量のエネルギーが無効になる訳である。このことは、短い圧力衝撃を弱めるためには避けられない。しかしながら、この圧力制限弁が比較的長時間にわたって開いたままになるのを避けうるようにすれば有利である。この目的のためにポンプ3には圧力制限弁157が設けられており、該圧力制限弁は、単制御線型制御スプール弁31、32；287；87によつて与えられた測定絞り部における規定の圧力勾配に相応して圧力制限弁184の応動圧より低い圧力が総制御圧導管81内に生じた場合に開弁するような低い圧力に設定されており、従つて圧力制限弁184が開く前に圧力制限弁157が開き、それによつて分岐導管152内の最大圧力を制限し、その結果、分岐導管154内の圧力が僅かに上昇してもサーボ制御弁10はポンプ調整シリンダ

7の圧力室8内の圧力を高め、それによつてポンプ3をより小さなストロークに、ひいては減少した吐出流に調整することになり、それに伴つて当然予期されることであるが、制御圧の上昇によつて生ぜしめられる調整動作の終了後には吐出導管12内の圧力は、吐出流の減少に基づいて低下しており、従つて圧力制限弁184の応動も避けられる。

同様にポンプ4にも、それ相応の圧力制限弁172が所属しており、該圧力制限弁は制御圧導管166内の圧力に応動しかつ、圧力制限弁185の開弁前に開く。

この圧力制限弁によつては、ポンプの調整動作中の圧力ピークに対する防護が得られるにすぎないのは勿論である。内燃機関1の過負荷防止は前記圧力制限弁によつては得られない。この過負荷防止は限界負荷制御ユニット230（第1図及び第3図）によつて得られる。定吐出ポンプ25は導管188を介して可変絞り部189へ圧力油を吐出し、該可変絞り部の調整

部材190は内燃機関1の調整部材と作用結合している。可変絞り部189の後方の導管195は制御圧発生器90、91、92、93、120、121、122、123、129、130に達している。導管195には、外部制御式の圧力制限弁196が接続されており、該圧力制限弁は可変絞り部189の手前の導管188内の圧力によつて導管197を介して制御される。圧力制限弁196は、その都度規定の運転回転数の場合に可変絞り部で生じさせようとする圧力勾配に設定されている。この圧力勾配が存在している場合、圧力制限弁196は閉じられている。圧力勾配が規定値より小さくなると圧力制限弁196は開きかつ油圧流を後置の絞り部199へ通す。この絞り部でもやはり圧力勾配が生じ、この圧力勾配は限界圧制御導管203、204を介して両サーボ制御弁10、23の両側に圧力差として接続される。これによつて、両可変吐出ポンプ3及び4が少なくとも1つの油圧消費器へ油圧流を吐出しかつ限界負荷制御

ユニット230が干渉する場合には、両可変吐出ポンプ3と4は、2つの被駆動の作動シリンダの運動重畳時に該運動重畳に基づく運動方向を変化させないように比例動作を行なうことができる。2つの接続された油圧消費装置相互の運動速度は、測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁の開放度と同じ割合である。ところで内燃機関の過負荷に基づいて内燃機関の回転数が減少すると、可変絞り部189における圧力勾配が低下するので圧力制限弁196が開き、従つて絞り部199で圧力勾配が生じ、この圧力勾配は両方のサーボ制御弁10、23に同じ割合で作用する。従つて両方の可変吐出ポンプ3、4の設定値は、1回転当りのストローク容積を減少させる方向に調整されるが、これは、絞り部199における圧力勾配と、接続された各油圧消費装置の測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁における圧力勾配とがバランスするまでである。一方の可変吐出ポンプ3又は4に進み傾向が生じると、当該ポンプは

直ちに、両方の圧力勾配を互に平衡化させる逆信号を受取る。このようにして、両油圧消費装置の測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁における圧力勾配は一樣に保たれるので、測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁において、絶対量は変化しはするが、量相互の割合ひいては運動速度の相互関係が変化することはない。

圧力制限弁202は定吐出ポンプ25を保護するために役立つ。迂回用圧力制限弁193は、可変絞り部189が過度に又は完全に閉じた場合に定吐出ポンプ25を付加的に保護する。この場合圧力油は導管188、191及び迂回用圧力制限弁193を経て導管194へ流入する。

蓄圧タンク103に圧力を充填するために定吐出量ポンプ26が使用され、該定吐出ポンプは掘削機のステアリング装置(図示せず)に圧力油を送出するポンプである。ステアリング装置からの戻り流は、蓄圧タンク103を充填するのに十分な圧力をなお有している。この圧力

充填のためにステアリング装置からの導管239が主戻し導管102に接続されている。

定吐出ポンプ25は、可変吐出量ポンプ3、4を内蔵したケーシング24内の圧力媒体の交換を行ないうるようにするために、該ケーシング24から圧力媒体を吸込む。ステアリング装置から導管239を通つて還流する圧力媒体は、過剰である限り、圧力制限弁201を経て、無圧のタンク156へ流出する。

蓄圧タンク103の容積は、複数の油圧消費装置を同一方向に作動する場合にも漏れ損失及びピストン両側の容量差を補償しうるように設計されている。

第11図には部分制御ユニットの変化実施例が示されている。該部分制御ユニット270は第5図に示した部分制御ユニット27に相応しているが、唯一の相違点は、部分制御ユニット27において2つの測定絞り部を形成している2つの単制御線型制御スプール弁31、32の代りに、ただ1つの4ポート3位置切換弁231

を設けたことであり、該4ポート3位置切換弁は2つの制御圧発生器92、93によつて制御圧導管33、34を介して制御可能であり、かつ図示の中立位置では分岐吐出導管28を閉止して導管35と36を互に連通させ、また一方の切換制御位置では分岐吐出導管28を導管35に連通させると同時に導管36を戻し分岐導管39と連通させ、他方の切換制御位置では分岐吐出導管28を導管36に連通させると同時に導管35を戻し分岐導管39と連通させるように構成されている。

付加制御ユニット133(第10図)は、総制御ユニット85、110、111とは幾分異なつた構成及び異なつた作用効果を有している。4ポート3位置切換弁128は、両制御圧発生器129、130によつて制御されるばかりでなく、その都度制御される側に対向した側でも、油圧消費装置へ通じる接続路131又は132内の吐出圧によつて負荷されるので、制御圧発生器129又は130を介して4ポート3位置切

換弁128を切換制御する際に、該切換弁128のスプール弁体に平衡状態が生じる。油圧消費装置において圧力が低下すると、前記切換弁は更に開かれ、より多量の圧力油が油圧消費装置へ流れ、従つて消費量認識に基づいて消費装置の圧力は高められる。

第12図には、併合接続ユニットの変化実施例が示されている。

併合接続ユニット279は実質的に併合接続ユニット179に等しく、しかも4ポート2位置切換弁282も大体において4ポート2位置切換弁182に等しい。該4ポート2位置切換弁182の場合と同じように4ポート2位置切換弁282にも、吐出導管12からの分岐導管180と、該分岐導管に対向した側で総制御圧導管81からの併合接続制御導管177が接続されており、かつ又、前記分岐導管180の接続側では、吐出導管15からの分岐導管181が接続されており、かつこれに対向した側の制御圧力室には、制御圧導管166からの併合接

統制御導管178が接続されている。

4ポート2位置切換弁182とは異なつて、第12図の切換弁282は、押圧ばね286に対向した方の側に第3の制御圧力室234を有し、該制御圧力室は制御導管233を介して限界負荷制御ユニット230に接続されており、しかも、限界負荷制御ユニット230が、可変吐出ポンプ3、4の吐出量調整機構5、16をストローク量減少方向に調整させる信号をサーボ制御弁10、23に送出した場合には4ポート2位置切換弁282の開弁を阻止するように構成されている。要するに限界負荷制御ユニット230によつて制御導管233を介して付加的な前記制御圧力室234に対して、4ポート2位置切換弁282のスプール弁体を閉弁位置へ向つて負荷する圧力がかけられる訳である。併合接続ユニット279は、両方の可変吐出ポンプ3、4の一方が最大吐出流量に設定されているにも拘らず、測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁31における圧力勾配が規

定値以下に低下した場合に限り、両方の可変吐出ポンプ3、4の両吐出導管12と15を互に連通させようとするものである。測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁31における前記圧力勾配は、限界負荷制御ユニット230が干渉する場合にも小さくなり、その結果、可変吐出ポンプ3又は4のストローク容積は、測定絞り部における圧力勾配に相応した値よりも小さく調整されることになる。第4図に示した実施例の併合接続ユニットは、測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁31において圧力勾配がどのように低下しても、この低下に応動するので、吐出導管12と15は、限界負荷制御ユニット230の干渉のみによつて圧力勾配の低下が生じる場合にも互に連通することになる。この欠点を避けるために、第3の制御圧力室234を負荷することによつて、併合接続ユニット279の切換機能を達成する切換圧力差は、測定絞り部として働く単制御線型制御スプール弁31における圧力勾配を限界負荷制

御ユニット230の信号によつて減少させるのと同じ割合で減少せしめられるのである。

以上の説明から容易に判るように本発明の斯かる油圧駆動系は、吐出導管、戻し導管及び制御圧導管に夫々1つの制御ユニットを介して別の付加的な油圧消費装置を接続することによつて容易に拡張することができる。しかも本発明の油圧駆動系を用いれば、複数の油圧消費装置の受ける負荷が異なっている場合でも、任意の油圧消費装置に同時に1つのポンプから給圧することが可能である。

#### 4 図面の簡単な説明

第1図は本発明の油圧駆動系全体の概略構成図、第2図乃至第12図は第1図の構成図において方形輪郭のみで示した個々の構成部分の詳細な回路構成図であつて、第2図は複式ポンプユニットの回路構成図、第3図は限界負荷制御ユニットの回路構成図、第4図は併合接続ユニットの回路構成図、第5図は部分制御ユニット及び制御ユニットの回路構成図、第6図は制御

ユニットと所属の油圧消費機器の回路構成図、第7図、第8図及び第9図は夫々油圧消費機器を所属させた総制御ユニットの回路構成図、第10図は定圧調節装置の回路構成図、第11図は部分制御ユニットの異なつた実施態様を示す図、第12図は併合接続ユニットの变化態様を示す図である。

1…内燃機関、2…駆動軸、3、4…可変吐出ポンプ、5…吐出量調整機構、6…ポンプ調整ピストン、7…ポンプ調整シリンダ、8、9…圧力室、10…サーボ制御弁、11…ばね、12…吐出導管、13、14…分岐導管、15…吐出導管、16…吐出量調整機構、17…ポンプ調整ピストン、18…ポンプ調整シリンダ、19、20…圧力室、21…ばね、22…分岐導管、23…サーボ制御弁、24…ケーシング、25、26…(定吐出)ポンプ、27…部分制御ユニット、28…分岐吐出導管、29、30…部分導管、31、32…3ポート2位置式単制御線型制御スプール弁、33、34…制御圧

95、…放圧逆止弁、96、97…並列回路絞り部、98、99…接続部、100、101…逆止弁、102…主戻し導管、103…蓄圧タンク、104、105、106…吐出分岐導管、107…シヨベルアーム屈曲用作動シリンダ、108…走行用油圧モータ、109…掘削機旋回用油圧モータ、110、111…総制御ユニット、112、113、114、115…単制御線型制御スプール弁、116、117、118、119…並列回路絞り部、120、121、122、123…制御圧発生器、124、125…戻し部分導管、126…戻し分岐導管、127…戻し導管、128…4ポート3位置切換弁、129、130…制御圧発生器、131、132…接続路、133…付加制御ユニット、134、135…逆止弁、136、137…圧力制限弁、138、139…接続路、140…制御圧導管、141、142…逆止弁、150…制御圧導管、151、152…分岐導管、153…絞り部、154…分岐導管、155…流量調整器、156

導管、35、36…導管、37、38…戻し導管、39…戻し分岐導管、40…並列回路絞り部、41…スプール弁体、42…ばね、43、44、45…導管、46、47…圧力室、48、49…作動シリンダ、50…並列回路絞り部、51…スプール弁体、52…ばね、53…制御圧導管、54、55…導管、56、57…圧力室、58…逆止弁、59…導管、60…圧力制限弁、61…流出導管、62…導管、63…導管、64…後吸込み逆止弁、65…導管、66…後吸込み逆止弁、68…逆止弁、69…導管、70…圧力制限弁、71…流出導管、72、73…導管、74、75…制御ユニット、76…導管、77…逆止弁、78…導管、79…逆止弁、80…部分制御圧導管、81…総制御圧導管、82…分岐導管、83…制御圧分岐導管、84…戻し導管、85…総制御ユニット、86…作動シリンダ、87…単制御線型制御スプール弁、88、89…制御圧導管、90、91、92、93…制御圧発生器、94、

…タンク、157…圧力制限弁、158…導管、159…接続路、160…接続導管、161…絞り部、162、163、164…制御圧部分導管、165…総制御圧導管、166、167…導管、168…絞り部、169…流量調整器、170…導管、171…接続路、172…圧力制限弁、173…接続路、174…導管、175…接続導管、176…絞り部、177、178…併合接続制御導管、179…併合接続ユニット、180、181…分岐導管、182…4ポート2位置切換弁、184、185…圧力制限弁、186…押圧ばね、187、188…導管、189…可変絞り部、190…調整部材、191…導管、192…フィルタ、193…迂回用圧力制限弁、194、195…導管、196…圧力制限弁、197、198…導管、199…絞り部、200…導管、201、202…圧力制限弁、203、204…限界圧制御導管、205、206、207、208…導管、230…限界負荷制御ユニット、231…4ポート3位置切

換弁、233…制御導管、234…制御圧力室、  
 239…導管、270…部分制御ユニット、  
 279…併合接続ユニット、282…4ポート  
 2位置切換弁、286…押圧ばね、287…単  
 制御線型制御スプール弁、321…分岐導管

復代理人 弁理士 矢野 敏 雄

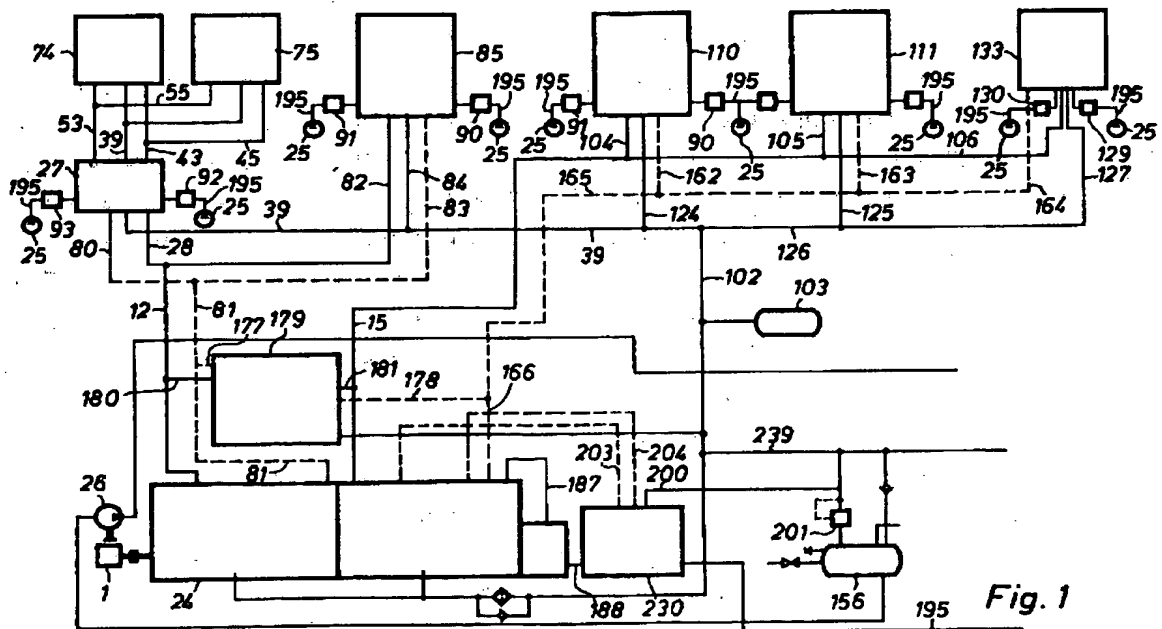
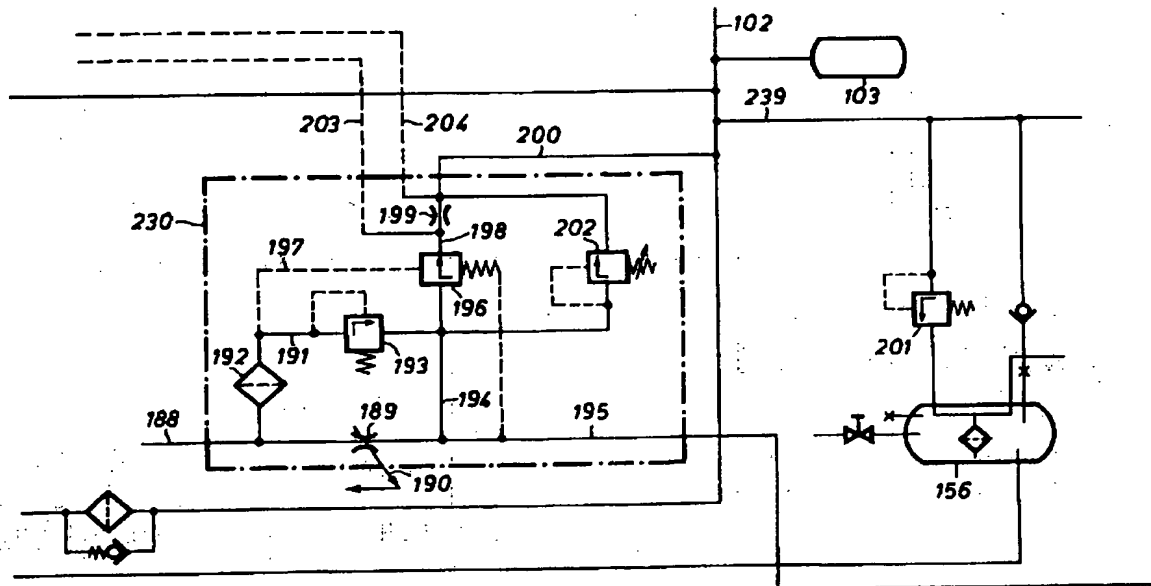
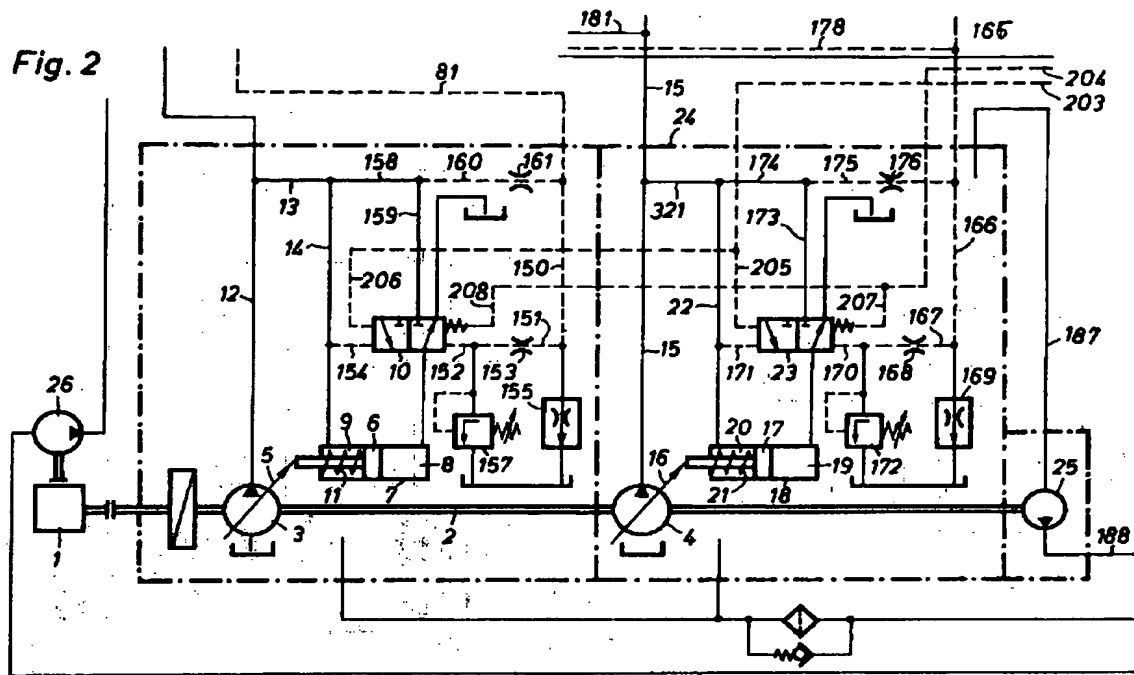
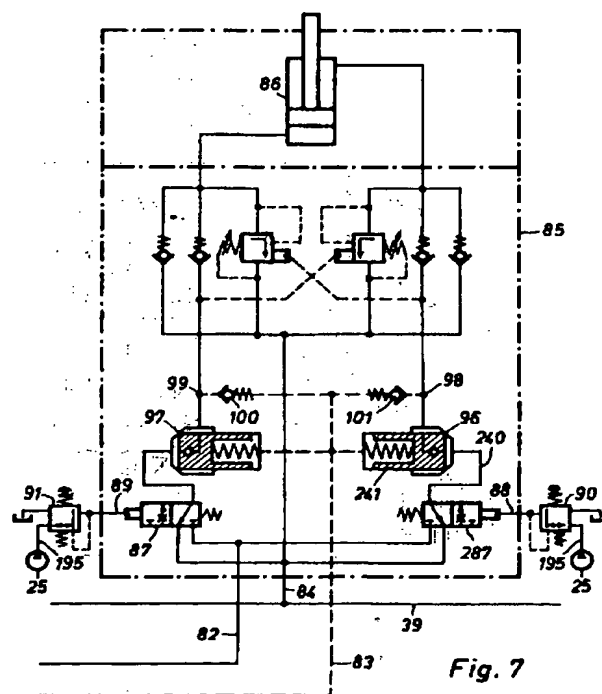
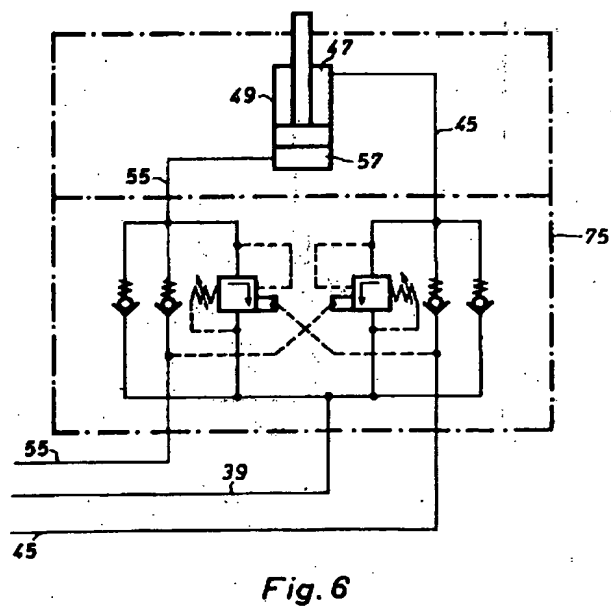
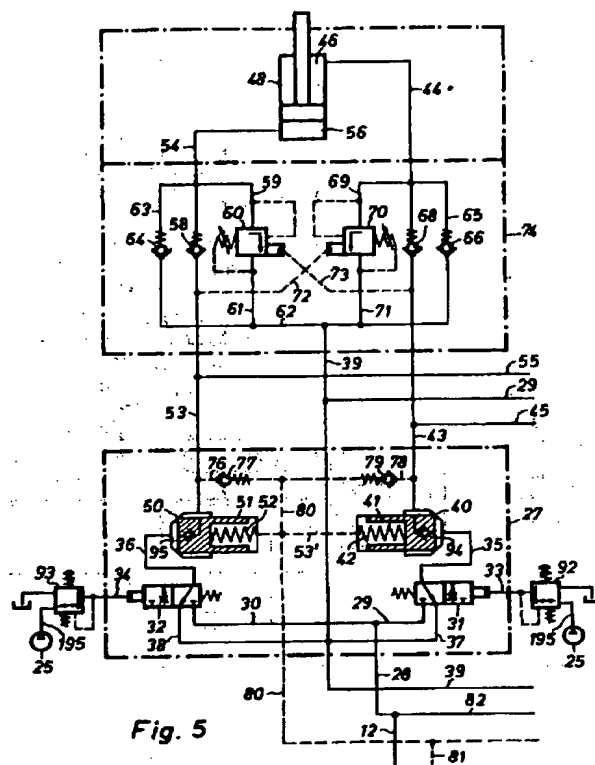
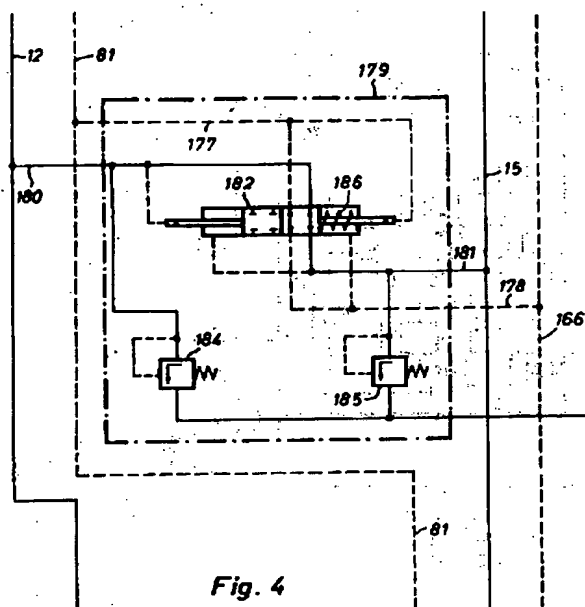


Fig. 1





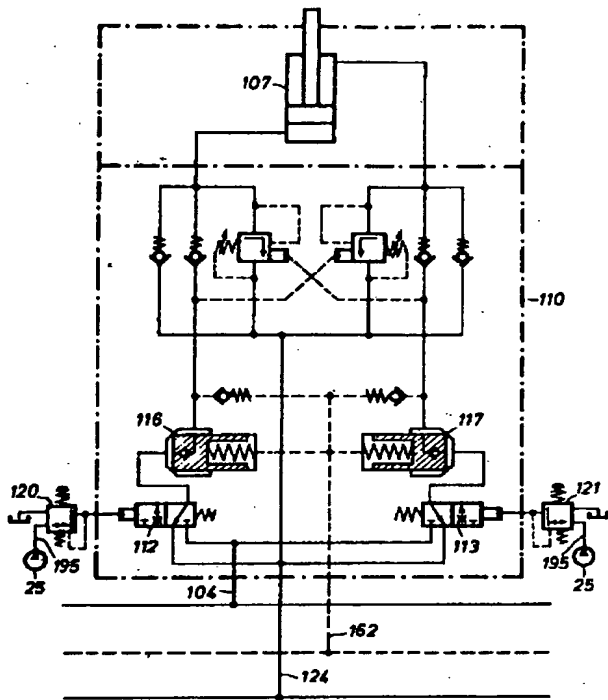


Fig. 8

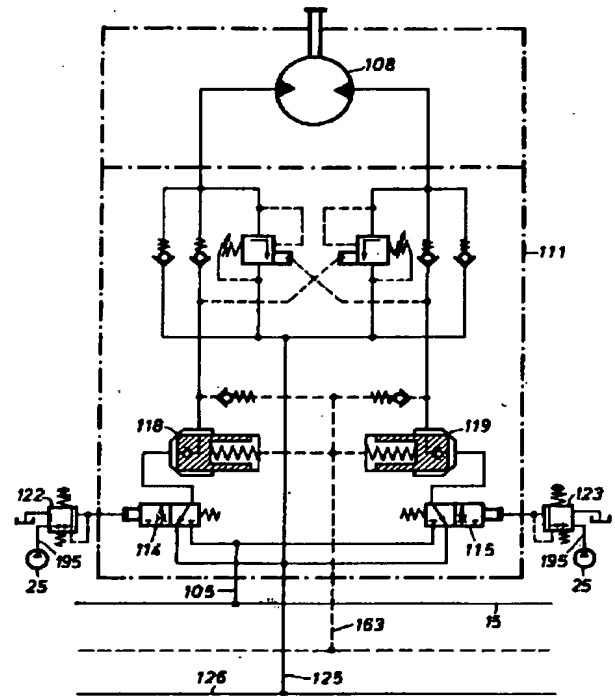


Fig. 9

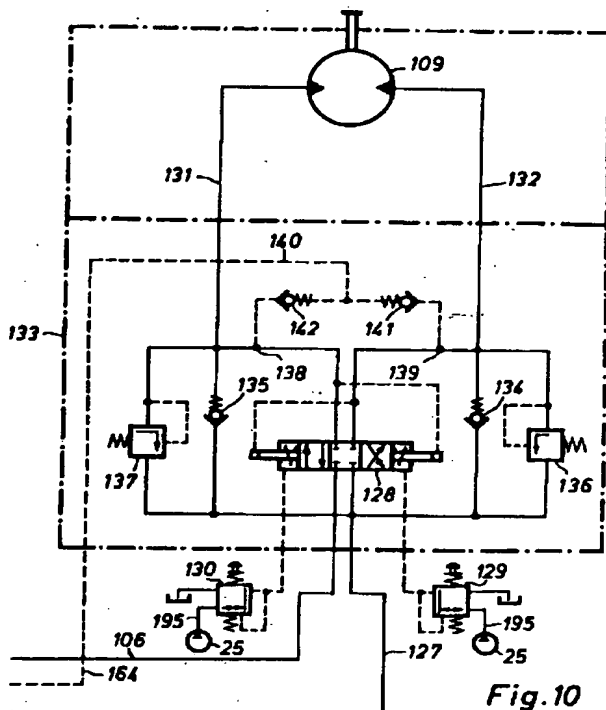


Fig. 10

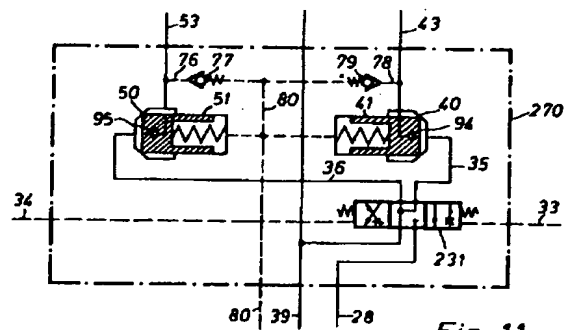


Fig. 11

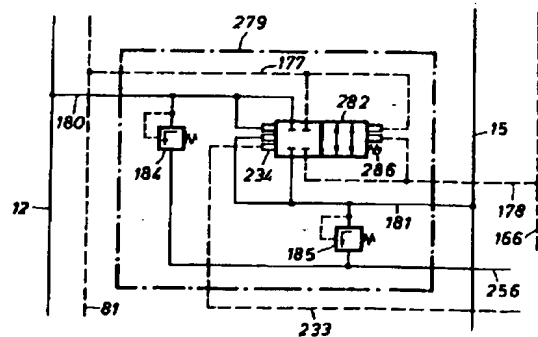


Fig. 12